

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní program:

B2341 – Strojírenství

Studijní obor:

2302R022 Stroje a zařízení

Zaměření:

Stavba strojů

Tomáš Kořínek

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

KTS – B049

**Smyková plošina pro vychýlení kol zadní nápravy při
přejezdu vozidla**

**Truck slide machine for deflection of the rear axle when the
vehicle crossing**

Rozsah práce:

Počet stran: 42

Počet obrázků: 31

Počet příloh: 2

Rok: 2012

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60 - školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřeby TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL, v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum

Podpis

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act NO. 121/2000 Coll. Applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact, in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a konsultant.

Date

Signature

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinu Konečnému, Ph.D. za cenné připomínky a podněty, které mně poskytoval při tvorbě bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat mému konzultantovi panu Ing. Petru Pavlovcovi za rady při optimalizaci konstrukce plošiny a za poskytnutí materiálů týkajících se smykové plošiny.

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem smykové plošiny, která slouží pro vychýlení zadní nápravy nákladního vozidla při přejezdu. Obsahuje rešerši současného stavu na trhu a rozebírá možné principy pohonu plošiny. Konstrukční návrh vychází z původní konstrukce plošiny pro osobní automobily. Každý nový návrh řešení byl podroben pevnostní analýze v programu PRO/Mechanica

Annotation

This bachelor thesis is focused on design of truck slide machine for deflection of the rear axle when the vehicle is crossing. It contains research of the actual situation in the market. Design of the construction arises from original construction of car slide machine. Every new solution of design was subjected to stress analysis in application PRO/Mechanica.

Klíčová slova: Smyková plošina, nákladní automobil, pružina

Key words: Truck slide machine, truck, spring

Obsah

Použité symboly:	8
1 Úvod	10
2 Rešerše současného stavu	11
3 Pohon smykové plošiny	13
3.1 Pružinový mechanismus	13
3.2 Hydraulický mechanismus	13
3.3 Elektromotor	14
4 Volba hlavních parametrů plošiny	15
4.1 Výpočet rozměrů plošiny	15
4.2 Výpočet síly potřebné k vychýlení nápravy	16
5 Návrh smykové plošiny	17
5.1 Návrh pohonu plošiny	17
5.1.1 Návrh pružin	17
5.1.2 Výpočet zrychlení plošiny	18
5.2 Návrh konstrukce pojezdové části	20
5.3 Návrh konstrukce rámu plošiny	25
5.4 Návrh uchycení pružin	27
5.5 Návrh napínacího zařízení	29
5.6 Návrh spouštěcího zařízení	33
5.7 Návrh eliminace rázů	38
6 Závěr	39
6.1 Použitá literatura	40
6.2 Seznam výkresové dokumentace	41
6.3 Seznam příloh	42

Použité symboly:

Označení	Název	Jednotky
F_{\max}	Síla potřebná k vychýlení	N
F_8	Síla pružiny v nataženém stavu	N
F	Síla od pružin	N
F_{te}	Tečná síla	N
D	D'Alembertova síla	N
f_k	Dynamický součinitel tření	-
l_o	Délka pružiny ve volném stavu	mm
l_8	Délka pružiny v nataženém stavu	mm
Δl	Natažení pružiny	mm
n_s	Počet pružin sériově	-
n_p	Počet pružin paralelně	-
a	Zrychlení plošiny	m/s^2
m	Hmotnost automobilu	kg
m_c	Hmotnost zadní nápravy	kg
g	Tíhové zrychlení	m/s^2
l	Délka plošiny	mm
s	Šířka plošiny	mm
s_a	Rozvor nápravy	m
v	Rychlost automobilu	m/s
t_p	Čas, za který vozidlo plošinu přejede	s
t_s	Čas přemístění plošiny	s
t_a	Čas natahování plošiny	s
l_p	Pojezd plošiny	mm
R_t	Poloměr kotouče táhla	mm
R_p	Poloměr pojezdových kol	mm
D_p	Výpočtový průměr řetězového kola	mm
M_k	Krouticí moment	$N \cdot m$
M_o	Ohybový moment	$N \cdot m$
W_o	Modul průřezu v ohybu	mm^3
W_k	Modul průřezu v krutu	mm^3

σ_o	Napětí v ohybu	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
p	Tlak v místě ložiska	MPa
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	MPa
ξ	Rameno valivého odporu	m

1 Úvod

S rostoucím počtem vozidel na silnicích, roste také počet dopravních nehod. Snaha snížit počet nehod, dala za vznik takzvaným centrům bezpečné jízdy. Tato centra jsou vybavena testovacími polygony, kde si mohou řidiči vyzkoušet situace, které často vedou k tragickým nehodám, aniž by byl ohrožen lidský život, případně došlo k materiální újmě. Součástí těchto polygonů je také smyková plošina, na které si řidiči vyzkouší chování auta, které se dostane do smyku. V současné době je drtivá většina těchto plošin určena jen pro vozidla do 3,5 t. Vzhledem k tomu, že častými viníky nehod bývají nákladní automobily, vzrostla poptávka po smykových plošinách, které budou schopny práce i s nákladními automobily.

Práce smykové plošiny spočívá ve vyvození síly, která bude působit na zadní nápravu nákladního automobilu při přejezdu automobilu. Výsledkem působící síly je vychýlení kol zadní nápravy od směru pohybu automobilu, které má za následek následné usmýknutí kol vůči vozovce.

2 Rešerše současného stavu

V současné době jsou na trhu pouze dva výrobci smykových plošin. Jedním z výrobců je česká firma Q-PLUS, která se zabývá výrobou a montáží jednoúčelových strojů a montážních linek. Druhou firmou je rakouská firma Technische Hydraulik, zabývající se výrobou zkušebních zařízení na testovací polygony.

Plošiny, které firma Q-PLUS vyrobila, můžeme vidět na testovacím polygonu v Jihlavě (Obr. 2-1) a na závodním okruhu v Sosnové u České Lípy. Obě tyto plošiny mají jako pohon mechanické pružiny, které jsou napínány pomocí řetězového dopravníku. Automatické spuštění plošiny mají na svědomí dva tlakové spínače umístěné před plošinou, které vypočítají aktuální rychlost vozidla před vjezdem na plošinu a načasují tak správnou dobu spuštění plošiny. Samotné spuštění plošiny obstarává spouštěcí mechanismus s vlastním motorem, který je řízen signálem z řídicí jednotky. Celá plošina je uložena ve vybetonované jámě. Prostor za plošinou je ostříkovan vodou z důvodu snížení tření.



Obrázek 2-1 Smyková plošina firmy Q-PLUS v Jihlavě

Firma Technische Hydraulik využívá k pohonu svých plošin hydraulický mechanismus. Tím odpadají jakékoliv další pomocné zařízení, jako je napínání nebo spouštění. O všechny tyto funkce se postará hydraulický píst. Ten potřebuje ke svému

provozu obrovské zásoby pracovní kapaliny, které jsou umístěny ve vybetonované jámě pod plošinou. Hloubka této jámy činí více jak 2 metry. Pohonnou jednotkou celého systému je pístové čerpadlo. Signál pro spuštění přichází od tlakového spínače umístěného před plošinou. Plocha za plošinou je opět ostřikována vodou pro snížení tření. Výrobky této firmy můžeme nalézt na více než 40 závodních okruzích po celé Evropě.



Obrázek 1-2 Smyková plošina na testovacím okruhu v německém Kemptenu.

(Zdroj: www.vwcorrado.de)

3 Pohon smykové plošiny

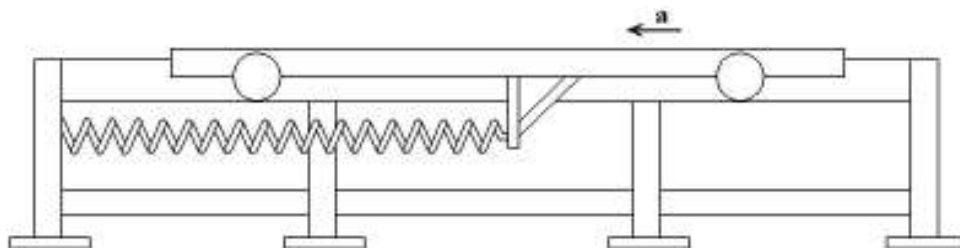
Sílu, která usmýkne zadní nápravu automobilu, je možno vyvinout 3 různými způsoby. Pomocí mechanických pružin, hydraulického mechanismu nebo pomocí elektromotoru.

3.1 Pružinový mechanismus

Mechanické pružiny fungují na principu zkrutu... Vyvíjená síla je závislá na prodloužení. V případě použití válcových šroubovitě vinutých pružin je zatěžovací charakteristika lineární, kde při nulovém prodloužení je také nulová síla a s rostoucím prodloužením dochází ke zvyšování zatěžující síly

Výhody: Dostupnost, nenáročnost na údržbu a snadná výměna poškozených dílů.

Nevýhody: Průběh síly není konstantní.



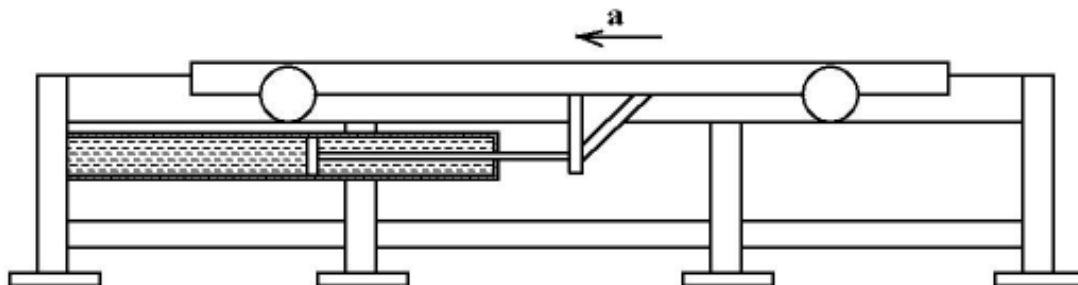
Obrázek 3.1-1 Schéma smykové plošiny využívající pro pohon mechanické pružiny.

3.2 Hydraulický mechanismus

Hydraulický mechanismus pracuje na principu Pascalova zákona. Síla, která působí na první píst, vytváří v kapalině tlak, který se šíří do všech míst kapaliny, tedy i k druhému pístu. Na druhý píst tlačí kapalina stejným tlakem a velikost síly je pak závislá na poměru obsahů obou pístů. Z důvodu zachování objemu vytlačené kapaliny se ovšem zmenší posuv na větším pístu.

Výhody: Možnost změny směru posuvu plošiny, pouhým prohozením směru toku tlakové kapaliny, konstantní síla po celé délce posuvu pístu.

Nevýhody: Náročnost na utěsnění celého celku mechanismu, nutná pravidelná údržba mechanismu, vyšší pořizovací cena oproti mechanickým pružinám, potřeba velkého prostoru pro zásobníky hydraulické kapaliny.



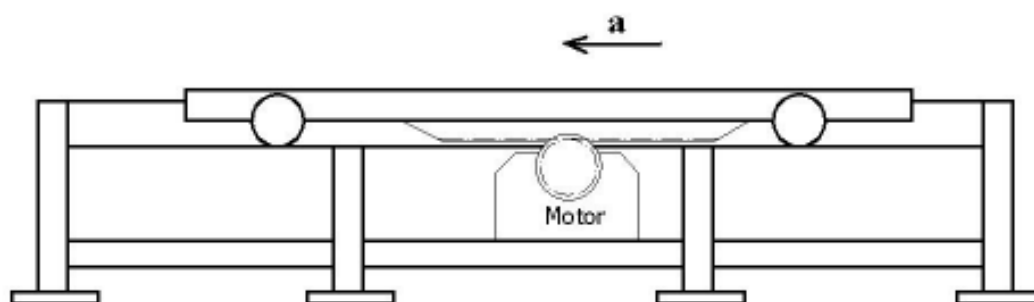
Obrázek 3.2-2 Schéma smykové plošiny využívající pro pohon hydraulický píst.

3.3 Elektromotor

Elektromotor pracuje na principu silových účinků v magnetickém poli. Síla, kterou dokáže vyvinout, vychází z krouticího momentu motoru. Ten je dán výkonem a otáčkami.

Výhody: Absence dalších systémů pro práci plošiny, bezúdržbový provoz, konstantní průběh síly.

Nevýhody: Použití pro menší zatížení a zrychlení.



Obrázek 3.3-1 Schéma smykové plošiny využívající pro pohon elektromotor.

4 Volba hlavních parametrů plošiny

4.1 Výpočet rozměrů plošiny

Jedním z hlavních parametrů plošiny je délka a šířka pojezdové části. Délku určíme z rozvoru náprav nákladního vozidla a z pojezdu plošiny. Maximální pojezd plošiny má být 2 m. Vzhledem k času, za který automobil plošinu přejede, byl zvolen pojezd plošiny $l_p = 1$ m. Z technických listů nákladních automobilů nám vychází, že rozvor nápravy činí $s_a = 3$ m.

$$l = 2 * l_p + s_a = 2 * 1 + 3 = 5 \text{ m} \quad (1)$$

Délka musí být minimálně 5 metrů.

Šířku plošiny předběžně volíme $s = 2$ m. Čas, za který přejede vozidlo plošinu, získáme z diferenciální rovnice.

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (2)$$

Úpravou získáme tvar diferenciální rovnice se separovanými proměnnými.

$$v * dt = ds \quad (3)$$

Po integraci dostaneme vztah.

$$s = v * t \quad (4)$$

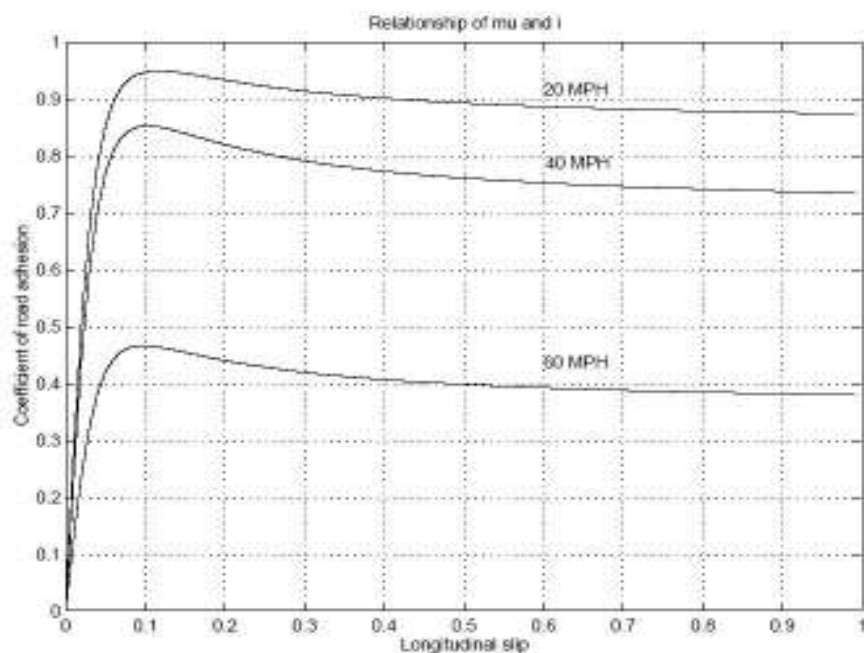
Po úpravě získáme tvar, do kterého následně dosadíme

$$t_p = \frac{s}{v} = \frac{2}{10} = 0,2 \text{ s} \quad (5)$$

Čas přejezdu plošiny je 0,2 s.

4.2 Výpočet síly potřebné k vychýlení nápravy

Při výpočtu síly potřebné k vychýlení zadní nápravy bylo vycházeno z maximální síly, která se přenese mezi plošinou a koly automobilu. Ta je rovna součinu tíhové síly od zadní nápravy vozidla a dynamického součinitele tření. Pro zvýšení součinitele tření je pojezdová část plošiny opatřena speciální nátěrem, který má prakticky stejné vlastnosti jako asfalt běžně používaný na vozovkách.



Obrázek 4.2-1: Graf závislosti dynamického součinitele tření na rychlosti a podélném skluzu. (Zdroj: Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction, Carlos Canudas-de-Wit)

Z grafu 4.2-1 lze vyčíst, že při rychlosti do 20MPH (přibližně 32 km/h) je součinitel roven 0,9. Pro docílení smyku bude vychýlena zadní náprava. Podle technických listů nákladních automobilů je zatížení zadní nápravy přibližně rovno dvěma třetinám celkové hmotnosti.

$$G = \frac{2}{3} * m * g = \frac{2}{3} * 20000 * 9,81 = 130800 \text{ N} \quad (6)$$

Tíhová síla se rovná 130800 N

$$F_{max} = G * f = 130800 * 0,9 = 117720 \text{ N} \quad (7)$$

Maximální síla, která se přenese mezi koly a vozovkou je 117720 N

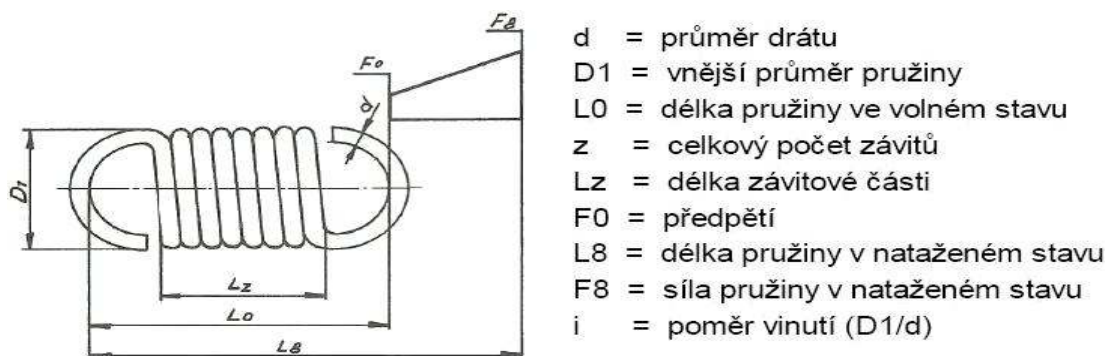
5 Návrh smykové plošiny

Celá konstrukce smykové plošiny vychází z původního návrhu firmy Q-PLUS pro osobní automobily.

5.1 Návrh pohonu plošiny

Jako pohon smykové plošiny byly vybrány mechanické pružiny, stejně jako tomu je u verze pro osobní automobily. Hlavním důvodem pro toto rozhodnutí byla dostupnost. Další možností bylo použít pružiny plynové. Vzhledem k velikosti potřebné síly, by tyto pružiny museli být vyrobeny na zakázku a došlo by tak k výraznému prodražení celé plošiny, proto byl tento návrh zavrhnut.

5.1.1 Návrh pružin



Obrázek 5.1.1-1 Parametry pružiny (Zdroj: Katalog pružin firmy Fevos Slavičín)

Na obrázku 5.1.1-1 jsou vidět základní parametry tažné pružiny. Nejdůležitějším parametrem pružin je síla a délka v nataženém stavu a ve volném stavu. Ostatní parametry při našem návrhu nebudeme potřebovat.

Z katalogu pružin [8] byla navržena tažná pružina, jejíž síla při maximálním natažení činí $F_8 = 2000$ N a délka v nataženém stavu je $l_8 = 1000$ mm a $l_0 = 750$ mm v klidovém stavu. Počet pružin vypočteme tak, že maximální sílu vydělíme silou pružiny v nataženém stavu.

$$n_p = \frac{F_{max}}{F_8} = \frac{117720}{2000} = 58,86 \quad (8)$$

Předběžně bylo zvoleno 58 pružin řazených paralelně.

$$F = n * F_8 = 58 * 2000 = 116000 \text{ N} \quad (9)$$

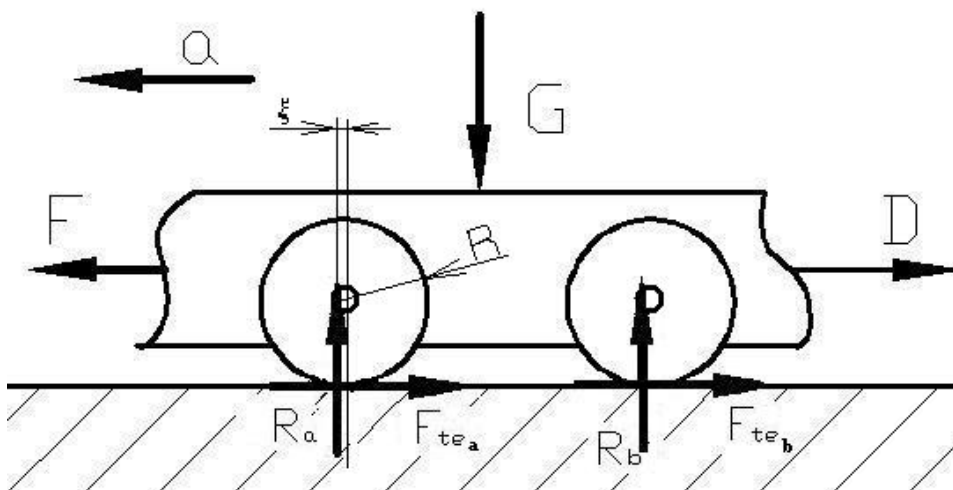
Rozdíl délek v nataženém a klidovém stavu je $\Delta l = 250 \text{ mm}$. Počet pružin řazených v sérii jsme získali podělením pojezdu plošiny a rozdílu délky předpětí a délky v nataženém stavu.

$$n_s = \frac{l_p}{\Delta l} = \frac{1000}{250} = 4 \quad (10)$$

Předběžně byly zvoleny 4 pružiny řazené sériově.

5.1.2 Výpočet zrychlení plošiny

Po návrhu pružin bylo potřeba spočítat počáteční zrychlení plošiny. Na obrázku 5.1.2-1 je zobrazeno silové schéma, pomocí kterého jsme spočítali zrychlení z D' Alembertovi síly.



Obrázek 5.1.2-1 Rovnováha sil na plošině

$$F - F_{te_a} - F_{te_b} - D = 0 \quad (11)$$

$$F_{te_a} = \frac{1}{2} * \frac{G}{R} * \xi = \frac{1}{2} * \frac{130800}{0,2} * 0,0005 = 163 \text{ N} \quad (12)$$

Tečné síly F_{te} vychází několikanásobně menší než síla od pružin, proto jsme ji v dalších výpočtech zanedbali.

Úpravou rovnice rovnováhy (11) jsme získali tvar.

$$F = D \quad (13)$$

D' Alembertova síla je rovna součinu hmotnosti a zrychlení

$$D = m_c * a \quad (14)$$

Dosazením rovnice (14) do rovnice (13) jsme dostali výsledný tvar pro zrychlení

$$a = \frac{F}{m_c} = \frac{116000}{14500} = 8 \text{ m} * \text{s}^{-2} \quad (15)$$

Zrychlení je $8 \text{ m} * \text{s}^{-2}$

Reálné zrychlení se bude o něco lišit z důvodu předběžně zvolené hmotnosti pojezdové části. Předběžná hmotnost pojezdové části plošiny je 1 tuna.

Čas přemístění plošiny

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (16)$$

Úpravou jsme získali diferenciální rovnici druhého řádu

$$d^2s = a * dt^2 \quad (17)$$

Po integraci jsme dostali tvar

$$s = \frac{1}{2} a * t^2 \quad (18)$$

Vyjádřením času a dosazením za dráhu

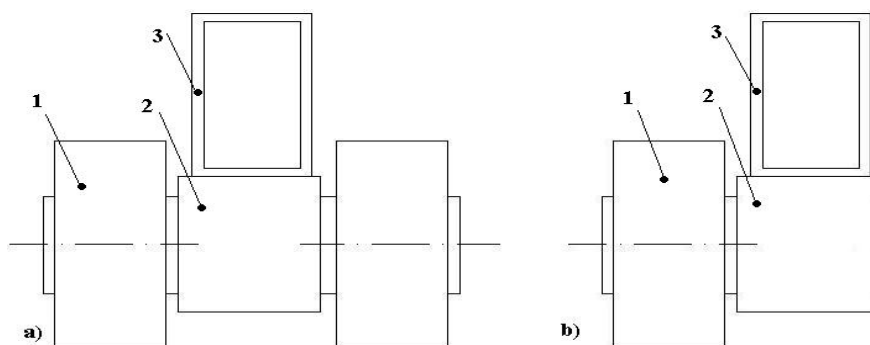
$$t_s = \sqrt{\frac{2l_p}{a}} = \sqrt{\frac{2*1}{8}} = 0,5s \quad (19)$$

Plošina se přemístí z natažené pozice do počáteční za 0,5 sekund. Vozidlo přejeđe plošinu za 0,2 sekundy. Z toho vyplývá, že vozidlo stihne přejet plošinu ještě před tím, než se plošina vrátí do počáteční polohy.

5.2 Návrh konstrukce pojezdové části

Návrh vychází z původní verze pro osobní automobily. Konstrukce byla zvětšena na nově navržené rozměry, také byl zvětšen počet použitých profilů. Vzdálenosti jednotlivých profilů byly uzpůsobeny tak aby krycí deska o rozměrech 2000*1000*10 mm, po které budou vozidla jezdit, nemusela být nijak obráběna. Krycí desky, které budou přicházet do kontaktu s koly vozidel, byly zvoleny z vysoce pevnostní oceli. Desky byly plošně přišroubovány.

Varianty uspořádání pojezdu

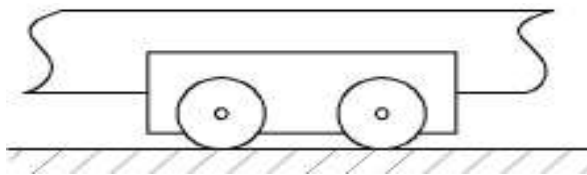


Obrázek 5.2-1 Varianty uspořádání pojezdových kol na rámu plošiny

V první variantě (Obr 5.2-1a) jsou pojezdová kola (poz.1) umístěna symetricky na čepu (poz.2), který je připevněn na podélném profilu (poz.3). Toto uspořádání má jednu nespornou výhodu v rozložení sil tak, že nedochází k namáhání krutem podélného profilu, na kterém jsou kola umístěna. Velká nevýhoda je ovšem v nutnosti použití čtyř pojezdových lišt, po kterých by se kola pohybovala. Další nevýhoda je ve zmenšení prostoru pro uchycení pružin.

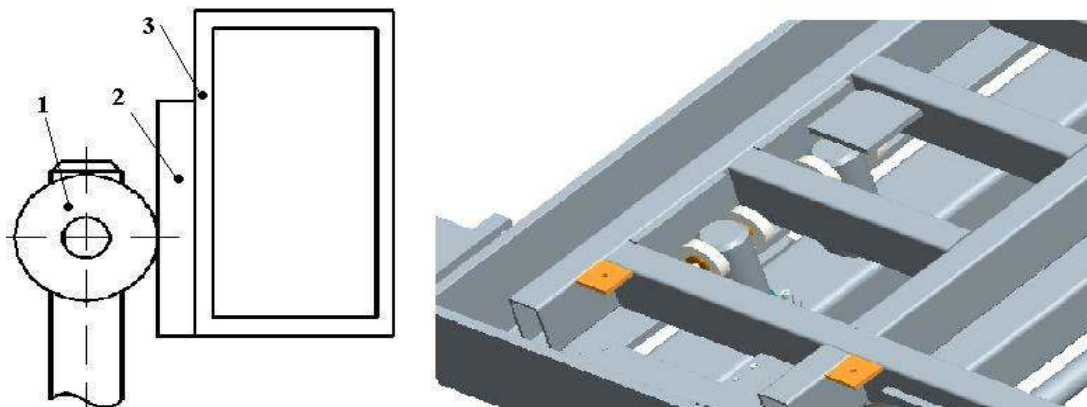
Druhá varianta (Obr 5.2-1b) má pojezdová kola umístěna pouze na jedné straně. To způsobí namáhání podélného profilu na krut. Výhoda tohoto uspořádání je v použití pouze dvou pojezdových lišt a většího místa pro uchycení pružin.

Vybrána byla druhá varianta z důvodu většího prostoru pro uchycení pružin.



Obrázek 5.2-2 Pojezdové ústrojí

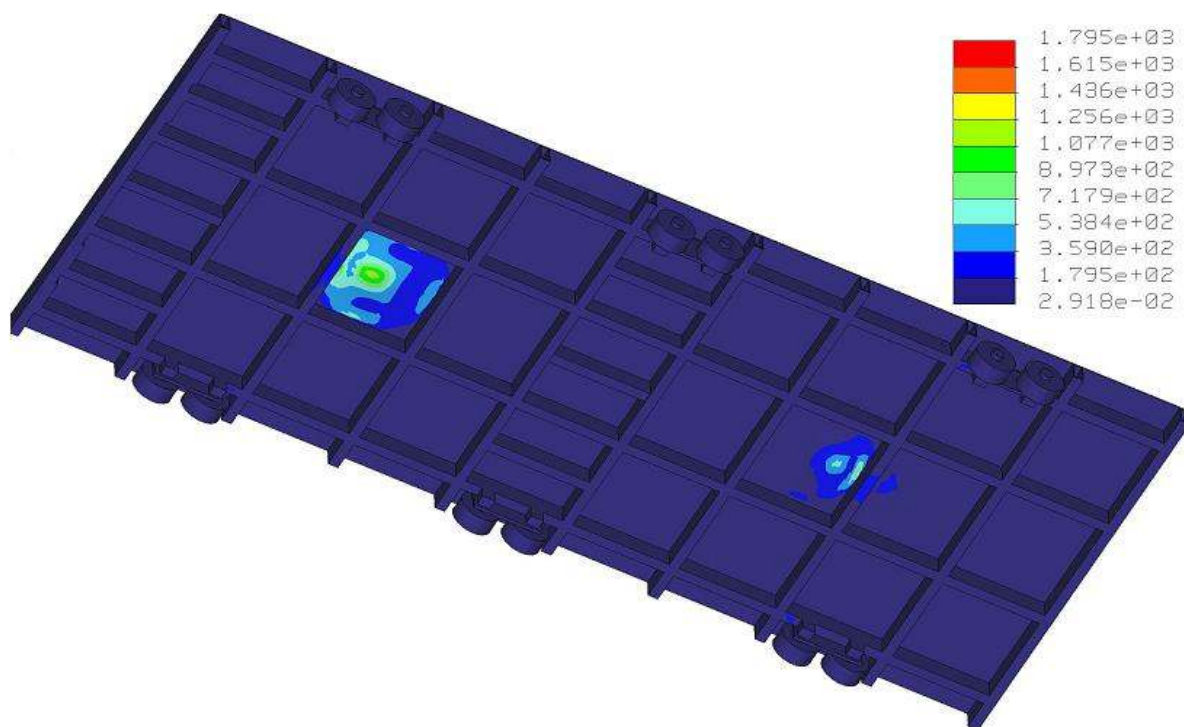
Pojezdová kola byla vybrána s ohledem na vysoké zatížení, z toho důvodu byla zvolena kola s průměrem 200 mm od německé firmy Blickle. Jedno toto kolo je schopné pracovat i se zatížením 7 tun. Kola byla umístěna na plošině v páru (Obr. 5.2-2), z důvodu rozložení síly na větší ploše. Celkový počet párů kol na plošině bude 6



Obrázek 5.2-3 Zachycení natažené plošiny

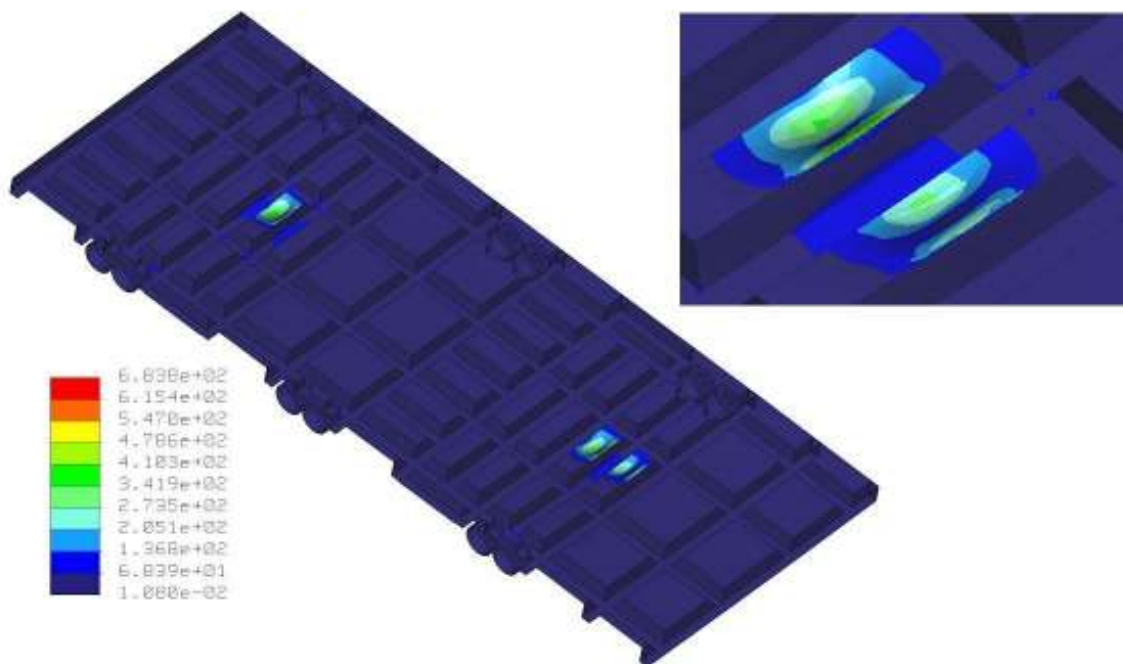
Místo, kde dochází ke styku pojezdu s táhly spouštěcího zařízení, bylo vyztuženo dalším podélným profilem, který byl umístěn mezi táhla spouštěcího zařízení (Obr. 5.2-3vpravo). Ten má za úkol zmenšit průhyb příčného profilu, o který jsou táhla opřena. Místo styku (Obr. 5.2-3) bylo také opatřeno 15 mm tlustou deskou (poz.2), která slouží jako výztuha příčného profilu (poz.3). Deska má za úkol zabránit případné vymačkávání místa, kde dosedají kotouče táhla (poz.1). Kdyby zde nebyla deska umístěna, mohlo by dojít k promáčknutí v takové míře, že by motor nebyl schopen uvolnit táhla při spuštění natažené plošiny.

Simulace zatížení pojezdové části



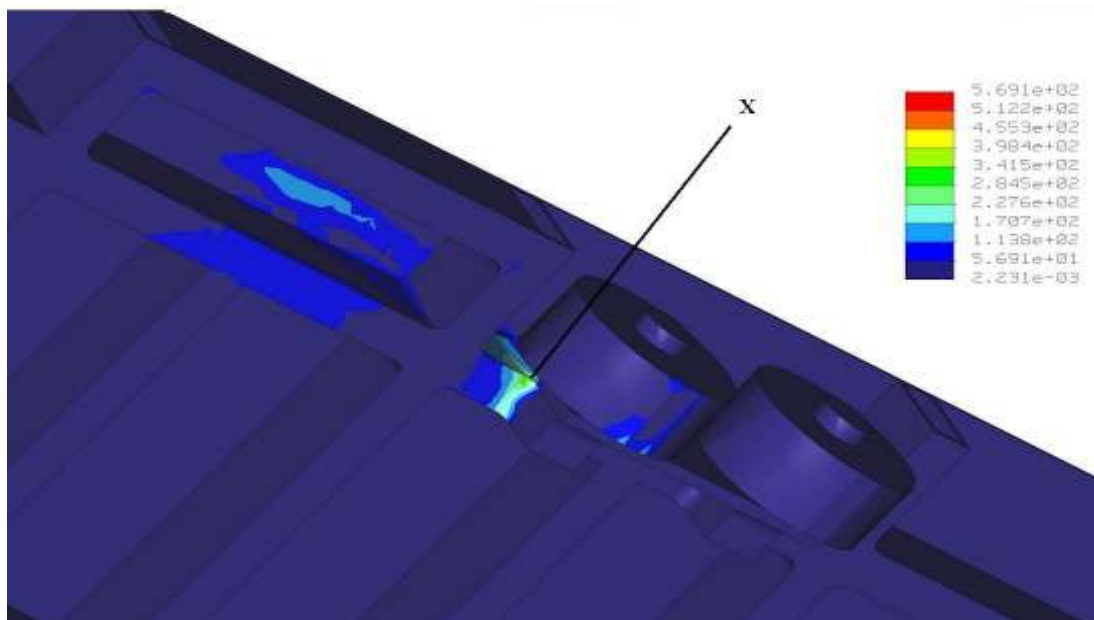
Obrázek 5.2-4 Průběh redukovaného napětí na středu původní pojezdové části plošiny
(Zdroj: PRO/Engineer)

Na obrázku 5.2-4 je vidět průběh napětí na pojezdové části plošiny. Jednotky napětí jsou v MPa. Při simulaci zatížení byl zjištěn velký průhyb v místech, kde náprava najíždí na okraj pojezdové části plošiny. Pro zmenšení průhybu v těchto místech, zde byly umístěny podélné profily. Dalším nedostatkem předběžně navržené konstrukce byl nedostatečný počet příčných profilů pod místem přejezdu nápravy. Zde byl počet zdvojnásoben a také byly zvoleny větší rozměry profilu. Původní profil o rozměrech 100*50*6 mm byl nahrazen profilem o rozměrech 120*60*6 mm. Průřezový modul v krutu se zvýšil o více jak 60% oproti původnímu profilu. Hmotnost se zvýšila pouze o 14%. Z toho vyplývá, že nedojde k razantnímu zvýšení zatížení rámu plošiny vlivem větší hmotnosti pojezdové části.



Obrázek 5.2-5 Průběh redukovaného napětí uprostřed upravené pojezdové části plošiny
(Zdroj: PRO/Engineer)

Na obrázku 5.2-5 Lze pozorovat, že změnou rozměrů profilů a úpravou jejich počtu došlo k razantnímu snížení napětí na příčnicích plošiny. V pravém rohu obrázku je zobrazen detail místa zatížení. Je zde vyobrazena kritická situace, kdy kolo nápravy vozidla bude zatěžovat pouze jeden nosník. Napětí v tomto místě je 80 MPa.



Obrázek 5.2-6 Průběh redukovaného napětí na kraji upravené pojezdové části plošiny.
(Zdroj: PRO/Engineer)

Obrázek 5.2-6 nám ukazuje zatížení okrajové části plošiny v momentu vjezdu vozidla na plošinu. Nejnamáhanější místo je v oblasti (poz. X) připojení čepů pojezdových kol na rám pojezdu. Maximální hodnota napětí je v místě ostrého zakončení svaru, který spojuje rám pojezdu s deskou pojezdu. Ve skutečnosti zde bude plynulý přechod, tudíž zde nebude docházet ke koncentraci napětí. Výpočtový model byl zjednodušen odebráním veškerých zaoblení a některých svarů.

Výpočet skutečného času přemístění plošiny

Celkové zatížení plošiny $m_c = 15\,000\text{ kg}$

Síla od pružin $F = 108\,000\text{ N}$

$$a = \frac{F}{m_c} = \frac{108\,000}{15\,000} = 7,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (15)$$

$$t_s = \sqrt{\frac{2l_p}{a}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1}{7,2}} = 0,52\text{ s} \quad (19)$$

Skutečný čas přemístění plošiny je 0,52s, čas vzrostl oproti původní hodnotě z důvodu zvětšení hmotnosti pojezdové části plošiny. Rozpětí nájezdové rychlosti vozidla je 15-35 km/h, vozidlo stihne přejet plošinu ještě předtím, než se přemístí do počáteční polohy v celém rozsahu rychlostí. Finální podoba pojezdové části je zobrazena na obrázku 5.2-7. Je zde také vidět boční pojezdové ústrojí, které má zajistit správné vedení v pojezdových lištách.

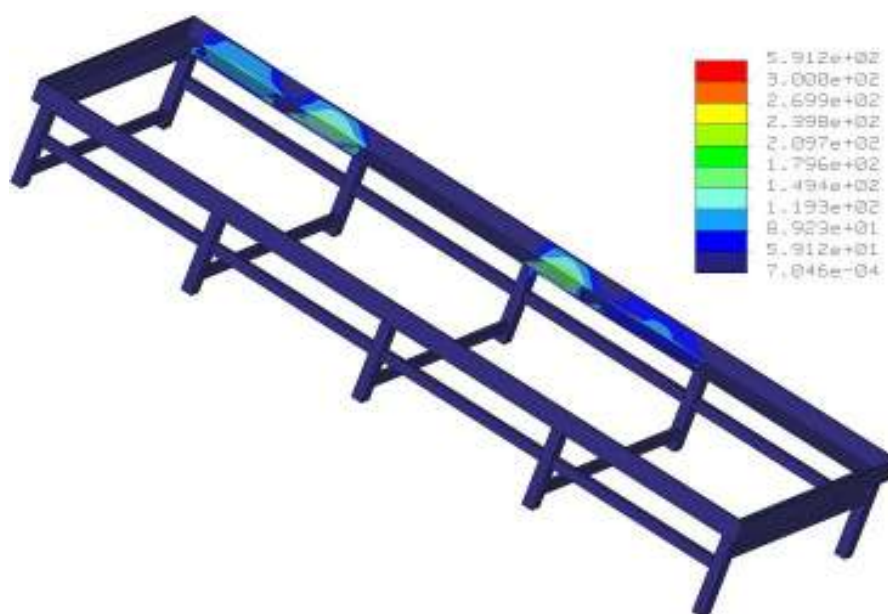


Obrázek 5.2-7 Pojezdová část plošiny (Zdroj: PRO/Engineer)

5.3 Návrh konstrukce rámu plošiny

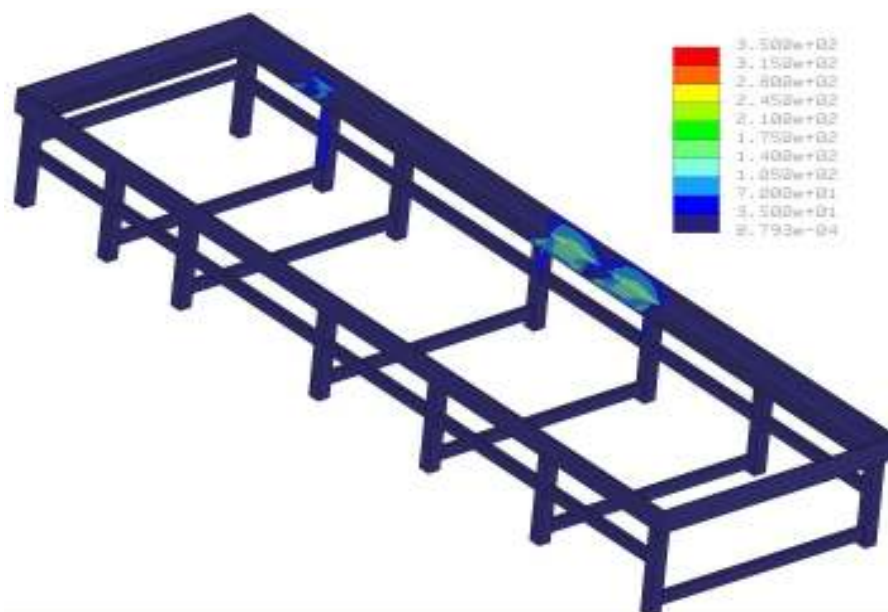
Základním požadavkem na konstrukci rámu je vysoká tuhost. Jakákoliv větší deformace by měla velký vliv na funkčnost celé plošiny. Nová konstrukce byla oproti původní opatřena dvojnásobným počtem nosných podpěr, které mají za úkol snížit průhyb pojezdových lišt. Rovnoramenný L profil pojezdových lišt byl zvětšen na rozměry 200*200*20 mm z původních 100*100*10 mm. Na rám bude také uchycen spouštěcí a napínací mechanismus.

Simulace zatížení rámu plošiny



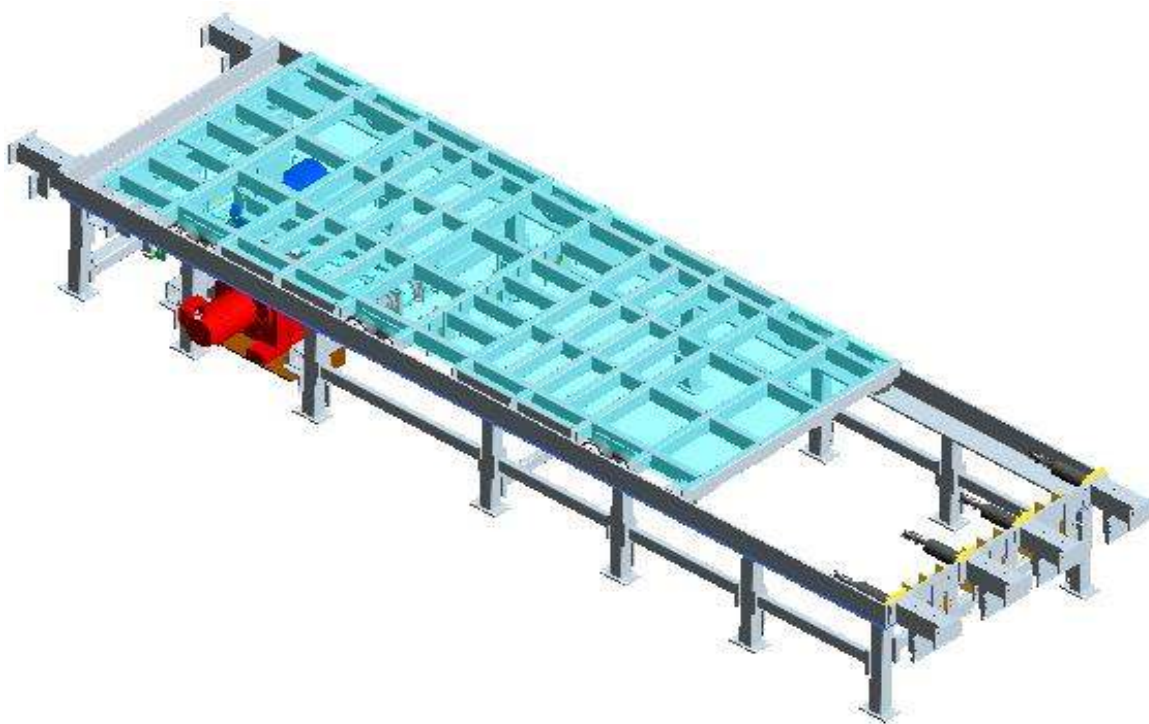
Obrázek 5.3-1 Průběh redukovaného napětí na původním rámu plošiny (Zdroj: PRO/Engineer)

Při simulaci byla uvažována situace, kdy budou dosedat na pojezdové lišty pouze 4 páry kol pojezdové části. Poloha plošiny je v momentu těsně před spuštěním. V této chvíli se budou kola vozidla nacházet přesně na okraji pojezdové části, tudíž bude zatížena pouze jedna pojezdová lišta. Jak jde vidět na obrázku 5.3-1, velikost napětí v místě styku kol s pojezdy je 150 MPa a průhyb v těchto místech činil 6 mm. Proto byl zvětšen počet podpěr a také změněno jejich rozmístění. Vzdálenost jednotlivých podpěr je v místech namáhání poloviční oproti původnímu stavu. Na druhé a třetí nosné podpěře (Obr. 5.3-2), pořadí je zleva doprava, bude přichycen napínací mechanismus. Vzdálenost těchto podpěr byla zvolena tak aby docházelo ke správnému napínání pojezdové části.



Obrázek 5.3-2 Průběh redukovaného napětí na upraveném rámu plošiny (Zdroj: PRO/Engineer)

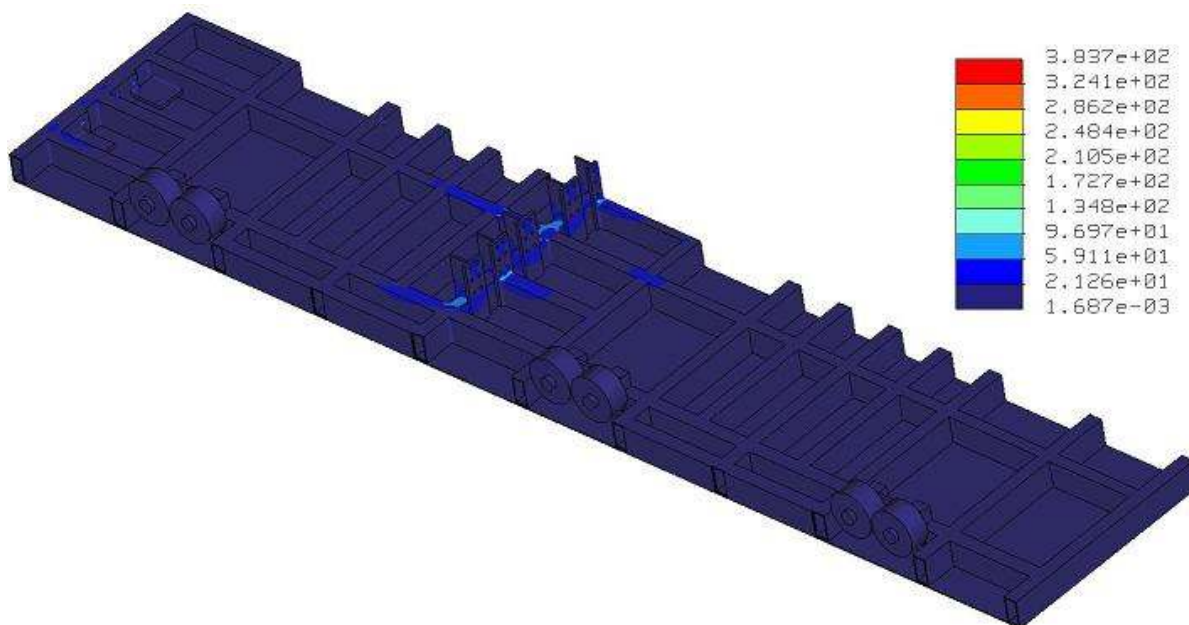
Po úpravě rámu byla provedena nová simulace zatížení (Obr. 5.3-2). Napětí na pojezdových lištách se výrazně nezměnilo, průhyb se zmenšil na polovinu oproti původní konstrukci. Pro výpočet byl model rámu zjednodušen, byly odebrány veškeré svary a zaoblení, z důvodu zkrácení času výpočtu.



Obrázek 5.3-3 Celkový pohled na smykovou plošinu (Zdroj: PRO/Engineer)

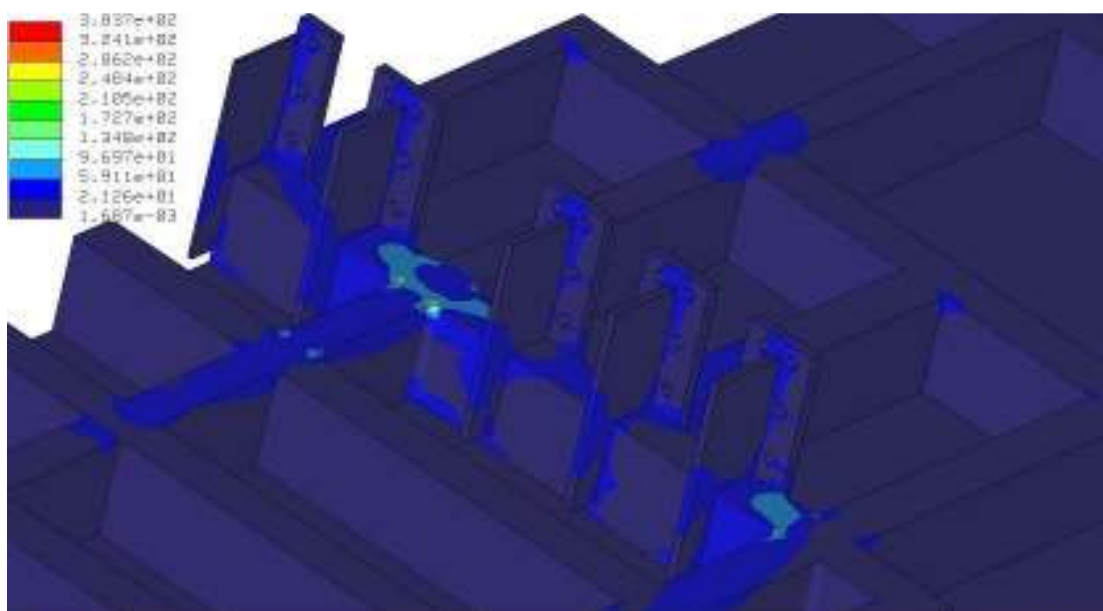
5.4 Návrh uchycení pružin

Akčním členem plošiny jsou tažné pružiny. Zakončení pružin je provedeno hákovými oky. Pružiny byly uchyceny pomocí těchto ok do kotevních desek, které byly přivařeny jak na pojezdovou část plošiny, tak i do samotného rámu. Na jedné této desce bylo umístěno 6 pružin. Pro zmenšení ohybu kotevní desky byla k zadní části přivařena výztuha.



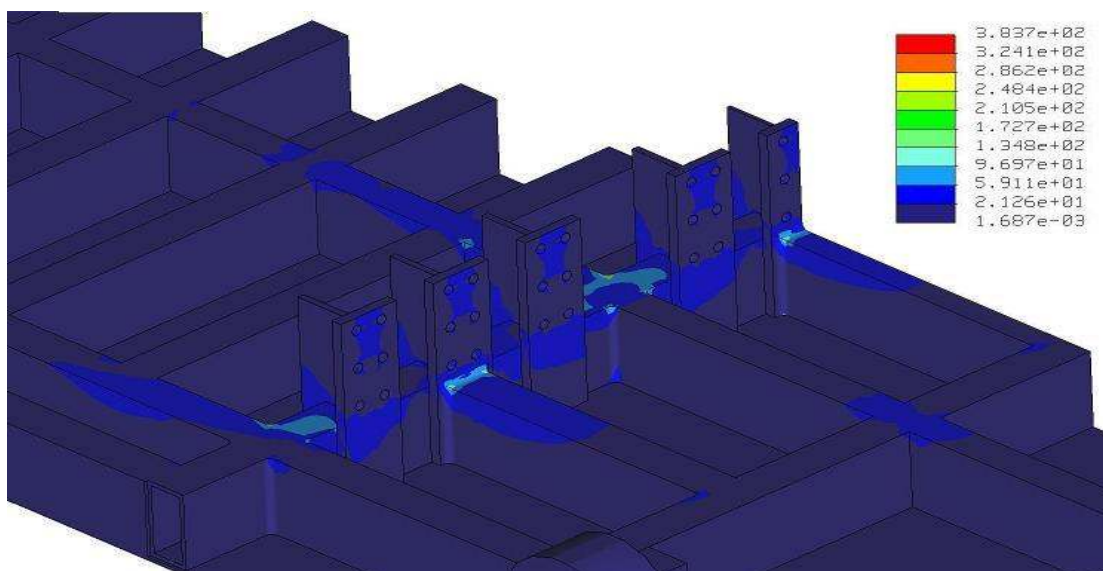
Obrázek 5.4-1 Průběh redukovaného napětí na pojezdové části plošiny (Zdroj: PRO/Engineer)

Po provedení simulace zatížení na uchycení pružin (Obr. 5.4-1) bylo zjištěno, že nejvíce namáhaným místem konstrukce je příčný profil, na kterém jsou uchyceny kotevní desky. Napětí v tomto místě je 120 MPa. Vzhledem k symetrii byla vybrána pouze polovina pojezdové části plošiny z důvodu zkrácení času výpočtu. Pro výpočet bylo zvoleno zatížení působící v místě styku pružin s kotevní deskou. Celá konstrukce byla pak přichycena v místě styku táhel spouštěcího mechanismu s pojezdovou částí plošiny. Z konstrukce byly odebrány některé svary a také veškerá zaoblení z důvodu zkrácení času výpočtu. Maximální napětí bylo v místě styku táhel s pojezdovou částí desky.



Obrázek 5.4-2 Průběh redukovaného napětí na uchycení pružin pohled zezadu (Zdroj: PRO/Engineer)

Na obrázku 5.4-2 je zobrazeno uchycení pružin zezadu. Zde je vidět, že vzpěry sloužící pro zmenšení ohybu kotevních desek jsou namáhány minimálně. Napětí v místě styku podélného profilu s příčným je 130 MPa, toto místo zatížení vydrží.



Obrázek 5.4-3 Průběh redukovaného napětí na uchycení pružin pohled zepředu (Zdroj: PRO/Engineer)

Na výše uvedeném obrázku 5.4-3 je vyobrazeno zatížení pružin zepředu. Zde je vidět, že napětí na sváru, spojující kotevní desku s opěrným profilem, je 150 MPa.

5.5 Návrh napínacího zařízení

Napínací zařízení smykové plošiny má za úkol přemístit pojezdovou část plošiny do místa zachycení, zároveň přitom dojde k napnutí tažných pružin. Jedním z požadavků na napínací zařízení byla možnost automatizace celého procesu a opakovatelnost procesu. Pružiny budou napínány pomocí řetězového dopravníku, který bude poháněn elektromotorem. Na řetěz byla přidělena deska, která slouží pro zachycení pojezdové části plošiny.

Návrh řetězu napínacího zařízení

Řetěz byl zvolen třířadý válečkový 16B3 ČSN 02 3311

Maximální přenášená síla je 195000 N

Vzhledem k velikosti síly, kterou dopravník přenáší, bylo potřeba zvolit průměr řetězového kola co nejmenší, kvůli minimalizaci krouticího momentu zatěžujícího hřídel.

Bylo zvoleno třířadé řetězové kolo s parametry:

- Výpočtový průměr kola $d_p = 154,31$ mm
- Počet zubů $z = 19$

Výpočet krouticího momentu.

F - síla od pružin

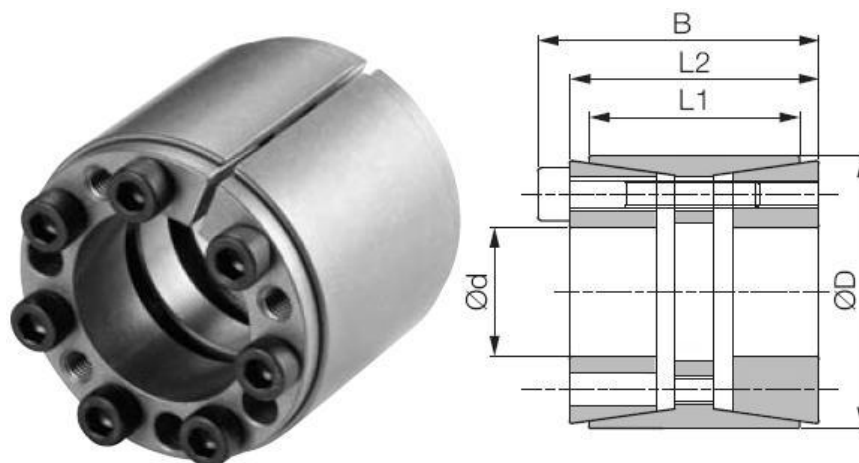
D_p - výpočtový průměr řetězového kola

$$M_k = F * \frac{d_p}{2} = 108000 * \frac{154,31}{2} = 8332740 \text{ Nmm} = 8332,740 \text{ Nm} \quad (20)$$

Krouticí moment se rovná 8 332,740 Nm

Vzhledem k velkému krouticímu momentu bylo vyloučeno spojení hřídele s nábojem řetězového kola pomocí těsného pera. Pro přenos tak velkého krouticího momentu bylo nejlepším řešením použití svěrného spoje. Firma Habenkorn Ulmer má ve své nabídce speciální svěrná pouzdra, která takto velký krouticí moment dokážou přenést.

Bylo zvoleno svěrné pouzdro typ BK 11, které je zobrazeno na obrázku 5.5-1.



Obr. 5.5-1 Svěrné pouzdro BK 11 (Zdroj: Katalog Habenkorn Ulmer 2011)

Parametry pouzdra:

- Vnitřní průměr d: 80 mm
- Vnější průměr D: 120 mm
- Délka L_1 : 70 mm
- Délka L_2 : 78 mm
- Celková délka B: 88 mm
- Maximální přenášený krouticí moment: 13768 Nm

Kontrola hřídele na krut

M_k – krouticí moment

W_k – modul průřezu v krutu

D – průměr hřídele

τ_k – napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (21)$$

$$M_k = 8332740 \text{ Nmm}$$

$$W_k = \frac{\pi D^3}{32} \quad (22)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (23)$$

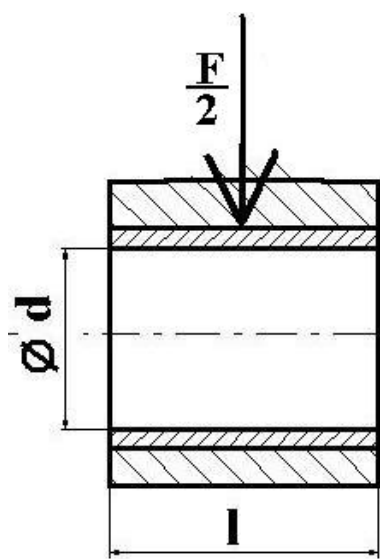
Dovolené napětí v krutu pro materiál 11500 je $\tau_{Dk} = 150 \text{ MPa}$, z toho vyplývá, že hřídel zatížení vydrží.

Volba uložení předlohového hřídele

Předlohový hřídel, který přenáší krouticí moment od motoru na řetězové kolo napínacího mechanismu, bude uložen v ložiskách. Velmi vysoké síly, které budou na ložisko působit, zamezují použití kuličkových ložisek. Proto byly zvoleny ložiska kluzná. Ložiska jsme zvolili podle průměru hřídele a pouze jsme provedli kontrolní výpočet na otláčení.

Bylo zvoleno kluzné ložisko KU 8060

Maximální zatížení kluzných ložisek je 250 MPa



F – síla od pružin

d – vnitřní průměr ložiska

l – délka ložiska

p - tlak

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot l} \quad (24)$$

$$p = \frac{108000}{2 \cdot 80 \cdot 60} = 11 \text{ MPa} \quad (25)$$

Zatížení ložiska je pěti procentní vůči dovolené mezi, ložisko zatížení vydrží. Výpočty dalších ložisek jsou uvedeny v příloze.

Obrázek 5.5-2 Rozměry ložiska

Volba pohonu napínacího zařízení

Při návrhu pohonu napínacího zařízení byl použit software firmy SEW-EURODRIVE (příloha [1]). Vstupními údaji byl krouticí moment a pracovní otáčky.

- Krouticí moment $M_k = 8\,332,740 \text{ Nm}$
- Pracovní otáčky $n = 10 \text{ min}^{-1}$

Byl zvolen motor s vestavěnou převodovkou s označením R147DRE160M4 s výkonem 9,2 kW a pracovními otáčkami 10 min^{-1} .

Výpočet napínacího času

Čas napínání je velice důležitý, určuje nám, jaká bude časová prodleva mezi jednotlivými testy vozidel. Tato prodleva nesměla být delší než půl minuty. V této prodlevě musela být obsažena doba napínání a doba vratu dopravníku do výchozí polohy.

Výpočet doby napínání

l_p - pojezd plošiny

D_p - výpočtový průměr řetězového kola

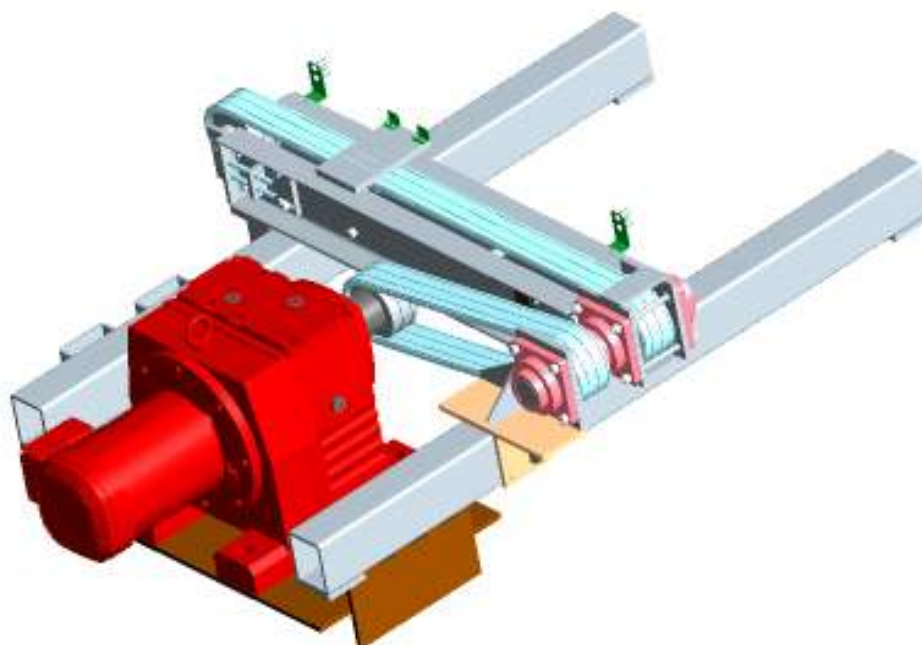
$$t_n = \frac{s}{v} \quad (26)$$

Dosazením za dráhu a rychlost jsme získali finální tvar rovnice

$$t_n = \frac{l_p}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{D_p}{2}} = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot \frac{154,31}{2}} = 12,7s \quad (27)$$

Čas napínání nám vyšel 13 sekund. Čas vratu do výchozí polohy bude stejný, celkový čas pak vyšel 26 sekund.

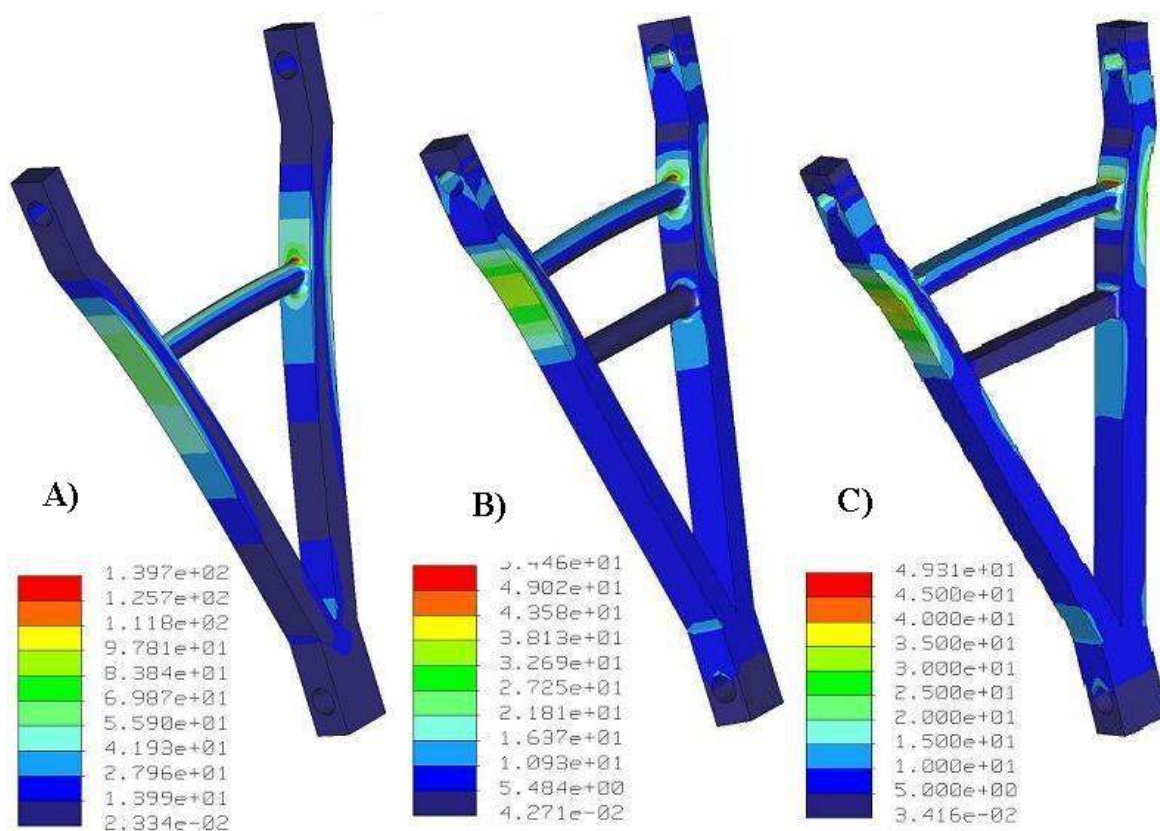
Celkový pohled na konstrukci napínacího zařízení je na obrázku 5.5-3.



Obrázek 5.5-3 Napínací zařízení (Zdroj: PRO/Engineer)

5.6 Návrh spouštěcího zařízení

Hlavním požadavkem na spouštěcí zařízení bylo zachycení pojezdové plošiny v nataženém stavu a možnost automatického spuštění s minimální prodlevou. Spouštěcí mechanismus vychází z principu klikového mechanismu, kde rotační pohyb kliky přeměníme na přímočarý pohyb táhla. Vzhledem k velké síle v řádu stovky tisíc newtonů bylo potřeba rozložit sílu do více táhel. Ideálním počtem jsou 4 táhla umístěna co nejblíže nosným profilům. Ojnice musela být uzpůsobena tak aby bylo možno pracovat s dvěma písty na jedné klice.

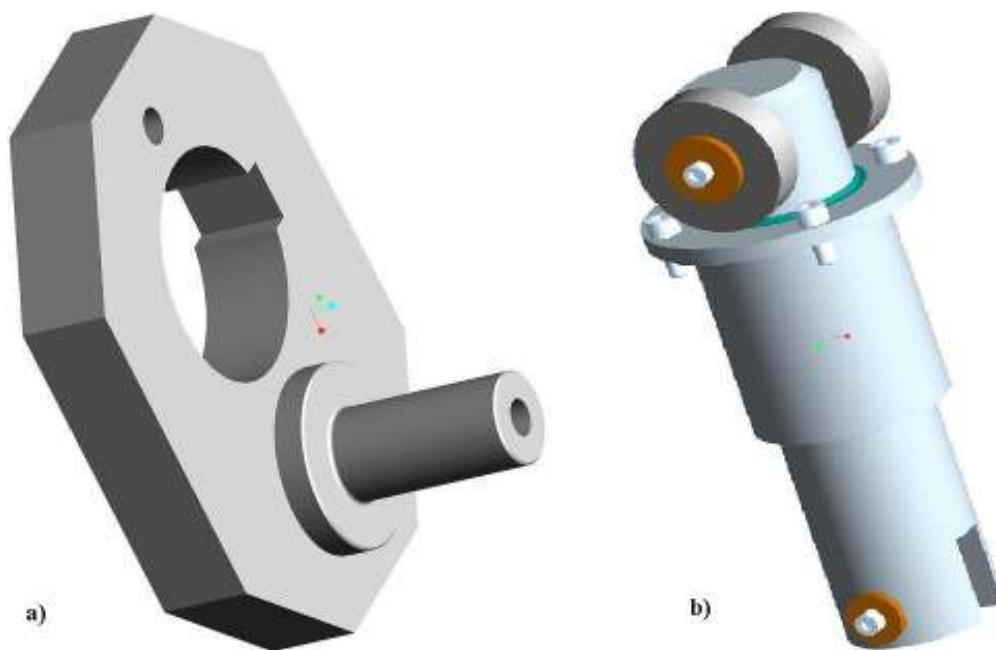


Obrázek 5.6-1 Varianty ojnic po zatížení (Zdroj: PRO/Engineer)

Možné varianty jsou na obrázku 5.6-1. První varianta (A) má pouze jednu kruhovou vzpěru. Tato varianta není příliš vhodná vzhledem k velikosti napětí na boční stěně ojnice. Druhá varianta (B) má již dvě kruhové vzpěry. Napětí na boku ojnice je podstatně nižší než u první varianty. Třetí varianta (C) má také 2 vzpěry ale ne kruhového průřezu jako u předchozích dvou, ale má obdélníkový průřez. Byla zvolena třetí varianta s obdélníkovým průřezem vzpěry, z důvodu menší náročnosti na úpravu ploch před svařováním a také z důvodu menšího napětí ve svaru u horní vzpěry. Díry

pro ložiska byly obrobena až po svaření celé ojnice z důvodu zajištění souososti obou děr. Ložiska byla zvolena kluzná s vnitřním průměrem 20mm.

Klika byla s ojnicí spojena čepem (Obr. 5.6-2a), který byl na kliku nalisován. Spojení s hřídelem obstarává těsné pero. Hřídel byl uložen v ložiskových domcích, které byly přišroubovány na nosník přichycený k rámu plošiny.

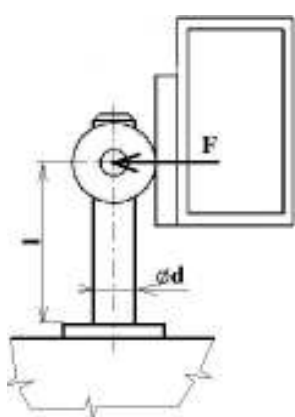


Obrázek 5.6-2 Klika a táhlo spouštěcího mechanismu (Zdroj: PRO/Engineer)

Dosedová plocha táhel byla opatřena kotouči z důvodu minimalizace tření mezi táhlem a pojezdem (Obr. 5.6-2b). Vedení táhla bylo opatřeno dvěma kluznými ložisky. Na obou koncích vedení bylo umístěno těsnění z důvodu zabránění vniku cizích těles do vedení a následnému poškození vedení.

Vedení táhel byla upevněna do čtvercové trubky, která byla uchycena k rámu plošiny na několika místech. Kvůli velkému momentu, který na profil působil, bylo třeba zajistit, aby nedocházelo ke zkroucení profilu. Proto byly v místech vedení přivařeny příčníky, které toto namáhání eliminovali.

Kontrola táhla na ohyb



$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (28)$$

$$M_o = F * l = 108000 * 150 = 16,2 * 10^6 \text{ Nmm} \quad (29)$$

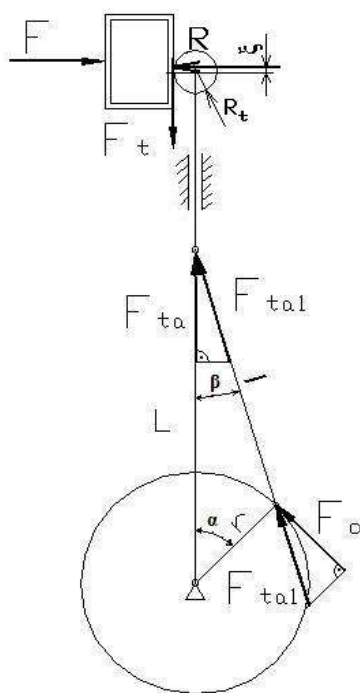
$$W_o = 4 * \frac{\pi * d^3}{32} = 4 * \frac{\pi * 80^3}{32} = 200960 \text{ mm}^3 \quad (30)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{16,2 * 10^6}{200960} = 80,45 \text{ MPa} \quad (31)$$

Obrázek 5.6-3 Schéma zatížení táhla

Dovolené napětí v ohybu pro materiál 11500 je $\sigma_{D0} = 150 \text{ MPa}$, táhlo zatížení vydrží.

Výpočet sil působících v klikovém mechanismu



Obr. 5.6-4 Působení sil ve spouštěcím mechanismu

Působení jednotlivých sil je rozkresleno na obrázku 5.6-3. Pomocí tohoto schématu jsme vypočítaly obvodovou sílu kliky.

$$F = 108\,000 \text{ N}$$

$$\xi = 0,0005 \text{ m}$$

$$R_t = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Nejprve jsme si vyjádřili tečnou silou F_t , která působí na táhlo. Kde ξ je rameno valivého odporu a R je poloměr kotouče táhla. Síla F je rovna síle od pružin.

$$F_t = \xi * \frac{F}{R} = 0,0005 * \frac{108000}{0,04} = 1350 \text{ N} \quad (32)$$

Z podmínky rovnováhy sil reakce tečné síly.

$$F_t = F_{ta1} \quad (33)$$

Pomocí sinové věty jsme vypočetli úhel β

$$\frac{l}{\sin\alpha} = \frac{r}{\sin\beta} \quad (34)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} * \sin\alpha\right) = \arcsin\left(\frac{50}{400} * \sin 45^\circ\right) = 5,07^\circ \quad (35)$$

Dále jsme spočítali sílu v ojnici F_{ta1}

$$F_{ta1} = \frac{F_{ta}}{\cos\beta} = \frac{1350}{\cos 5,07^\circ} = 1355,3 \text{ N} \quad (36)$$

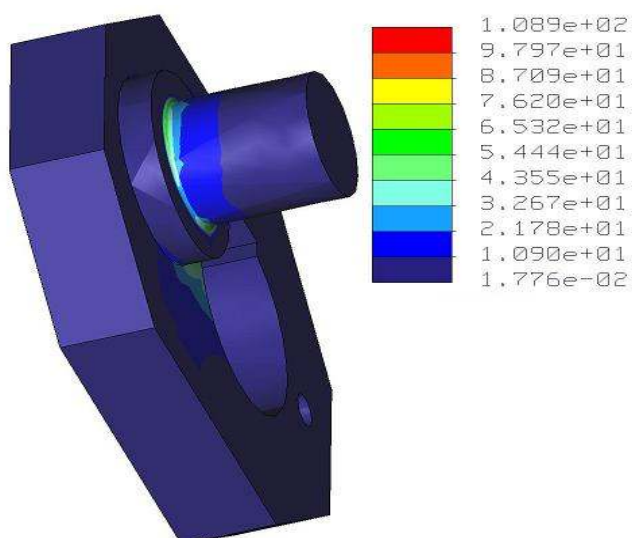
Obvodová síla se vypočítala ze síly v ojnici a úhlu, který spolu svírají

$$F_o = \frac{F_{ta1}}{\cos(180-\alpha-\beta-90)} = \frac{1355,3}{\cos(180-45-5,07-90)} = 1767,4 \text{ N} \quad (37)$$

Obvodová síla má velikost 1767,4 N

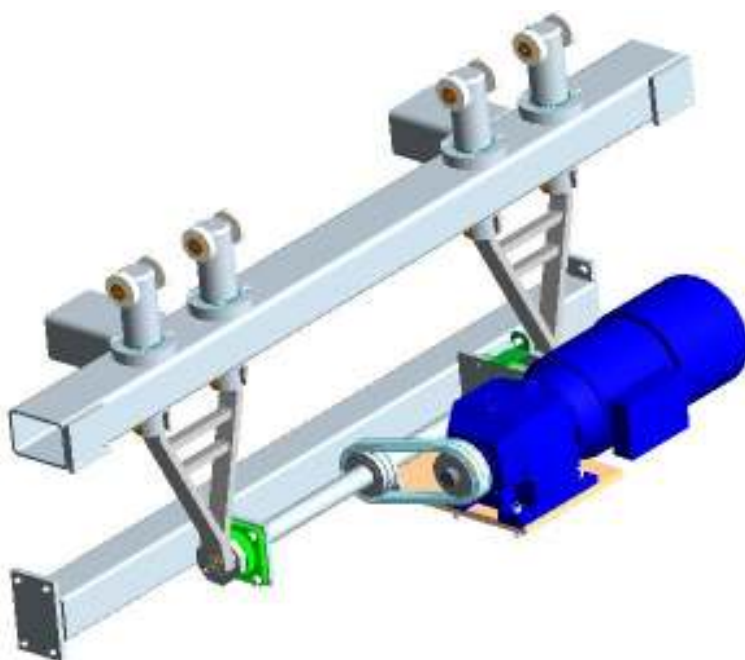
Pohonná jednotka spouštěcího mechanismu byla zvolena shodná jako u verze pro osobní automobily. Zde byl použit motor firmy Nord s výkonem 2 kW a pracovními otáčkami 200 min^{-1} .

Simulace zatížení kliky spouštěcího zařízení



Obrázek 5.6-5 Průběh redukovaného napětí na klice spouštěcího zařízení (Zdroj: PRO/Engineer)

Na obrázku 5.6-4 je vidět průběh napětí na klice při zatížení. Zatěžovací síla byla volena čtyř násobně větší, než ve skutečnosti bude. Důvodem byla situace při odjištění natažené plošiny, kdy při zatahování táhel docházela ke změně místa styku táhel s plošinou. Největší napětí je v místě osazení čepu. Celkový pohled na spouštěcí zařízení je na obrázku 5.6-5.



Obrázek 5.6-6 Spouštěcí zařízení smykové plošiny (Zdroj: PRO/Engineer)

5.7 Návrh eliminace rázů

Jedním z hlavních požadavků na konstrukci plošiny byla schopnost tlumení rázů. Jedna z možností jak tento ráz odstranit je použití tlumičů rázů. Ty fungují na principu viskózního tření. Byly vybrány průmyslové tlumiče rázů od firmy ACE. Volba správných tlumičů byla provedena přes návrhový software firmy ACE (Obr. 5.7-1). Vstupní hodnoty pro návrh byly hmotnost tlumené soustavy, rychlost, počet opakování za jednu hodinu a počet tlumičů.

Calculation form

Datei Dienste Einstellungen Info

Zurück Module Projektdaten Druck A1 Typen-Info Zubehör

Masse ohne Antriebskraft

Bewegte Masse m min 13000 kg m max 14000 kg

Geschwindigkeit beim Aufprall v 16 m/s

Takte pro Stunde x 10 1/h

Anzahl Stoßdämpfer parallel n 4

Typen

Empfehlung MA64150EUM MC64150EUM-0

Not-Stopp Ja Nein

Hub Auto mm

Umgebung/Anforderung T 20 °C

☐ Kühlschmiermittel
☐ Schmutz, Staub
☐ Elektrische Abfrage
☐ Druckraumeinbau
☐ Edelstahl V4A (-V4A)

Ergebnisse

		m max
Kinetische Energie	W1	4375,0 Nm
Antriebsenergie	W2	0,0 Nm
Gesamtenergie / Hub	W3	4375,0 Nm
Auslastung		18,5 %
Gesamtenergie / Stunde	W4	43750,0 Nm/h
Auslastung		2,0 %
Effektive Masse	me	350,0 kg
Gesamte Stützkraft	Q	103346 N
Abbremszeit	t	0,1 s
Gesamte Verzögerung	a	73,8 m/s²
Aufprallgeschwindigkeit	v0	16,00 m/s

Geschlossener Boden und schlanke Bauform

Achtung - einstellbare Stoßdämpfer nur nach Rücksprache einsetzen! Hohe Stützkraft - Bei Einsatz einer

08:41 9.5.2012

Obrázek 5.7-1 Konfigurátor firmy ACE (Zdroj: ACE Shock Absorbers Program)

Konfigurátor navrhl jako ideální použít tlumiče ACE A2x10EU. Byly zvoleny 4 tyto tlumiče řazené paralelně. Tlumiče byly předimenzovány z důvodu situace, kdy by vozidlo nestihlo přejet plošinu a tlumiče by pak museli zachytit nejen energii od pojezdové části ale také od vozidla. Při běžném provozu budou tlumiče zachycovat pouze pojezdovou část plošiny.

6 Závěr

V úvodu své práce se zabývám rešerší současného stavu smykových plošin. Dalším mým krokem byla rešerše možných mechanismů pro pohon plošin. Pro svou konstrukci jsem zvolil pohon pomocí tlačných pružin.

Následující kroky se už zabývaly přímo návrhem samotné konstrukce plošiny. Zde jsem vycházel z předchozí verze firmy Q-PLUS, která sloužila pro testování osobních automobilů. První řešená byla pojezdová část plošiny. Ta byla rozměrově přizpůsobena pro nákladní automobily. Dále byla zesílena riziková místa. Po provedení pevnostních analýz byla zjištěna nedostatečná pevnost celé konstrukce, proto byl zvolen profil větších rozměrů a také kritické místo pod nápravou vozidla byla zesílena. Nová konstrukce byla podrobena další pevnostní analýze, která ukázala, že nově navržená konstrukce zatížení vydrží.

Po návrhu pojezdu byla na řadě konstrukce rámu plošiny. Zde byl zvětšen rozměr pojezdových lišt a také byl zvýšen počet nosných podpěr. Pevnostní analýza, která byla následně provedena, ukázala, že počet podpěr není dostatečný. Dovolené napětí na plošině překročeno nebylo, ale docházelo k velmi velkému průhybu pojezdových lišt. Proto by počet nosných podpěr opět zvětšen. Následná pevnostní analýza ukázala, že průhyb už nebyl tak velký, aby způsobil nějaké potíže při posuvu pojezdové části.

Další částí návrhu konstrukce byl návrh napínacího zařízení. Pro napínání byl použit řetězový dopravník, který je poháněn elektromotorem s vestavěnou převodovkou. Zde bylo provedeno několik kontrolních výpočtů pro ověření únosnosti některých použitých dílů.

Jednou z posledních částí návrhu byl návrh spouštěcího zařízení. To se od předchozího prakticky neliší. Jedinou změnou bylo použití více táhel většího průřezu, které slouží pro záchyt napnuté pojezdové části. Pevnostní analýzy provedené na vybraných dílech potvrdili, že stávající konstrukce je dostatečně pevná a není potřeba ji měnit.

Poslední návrh spočíval v navržení vhodného tlumení rázů. Zde byly použity průmyslové tlumiče rázů. Ty byly dimenzovány tak aby vydrželi i při nestandardním provozu plošiny.

6.1 Použitá literatura

- [1] L. Pešík, Části strojů 1.díl, Liberec: TU v Liberci, 2010
- [2] J. Řasa, J. Švercl, Strojnické tabulky, Praha: Scientia, 2004
- [3] Studnička J., Ocelové konstrukce 10, Normy, Praha: ČVUT, 2002
- [4] Studnička J., Macháček J.: Ocelové konstrukce 20, Normy, Praha: ČVUT, 2002
- [5] Švec V., Části a mechanismy strojů, Mechanické převody, Praha: ČVUT, 2003
- [6] Carlos Canudas-de-Wit, Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction, London: Brunel University, 2002
- [7] Neil Sclater, Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook, New York: The McGraw-Hill Companies, 2001
- [8] Fevos, Katalog pružin Fevos, Slavičín, 2011
- [9] Haberkorn Ulmer, URL < <http://www.haberkorn.cz/>>
- [10] IVECO Praha, URL < <http://www.iveco-praha.cz/>>

6.2 Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy smykové plošiny	B49/0
Výkres táhla spouštěcího zařízení	B49/0.3.1
Výkres ojnice spouštěcího zařízení	B49/0.3.2
Výkres části 1 ojnice spouštěcího zařízení.....	B49/0.3.2.1
Výkres části 3 ojnice spouštěcího zařízení.....	B49/0.3.2.3
Výkres části 4 ojnice spouštěcího zařízení.....	B49/0.3.2.4
Výkres kliky spouštěcího zařízení	B49/0.3.3
Výkres desky kliky spouštěcího zařízení	B49/0.3.3.1
Výkres čepu kliky spouštěcího zařízení.....	B49/0.3.3.2

6.3 Seznam příloh

Příloha 1 ukázka z návrhového softwaru Sew Drivegate

Příloha 2 výpočet ložisek

Příloha 1

Search

Gear unit design

R = Helical gear unit

Country of use:

Europe (over countries (ISO 3166-1))

Motor power P2 [kW]

3.330

Output speed n_{o2} [r/min]


10

Service factor F2

1.5

International efficiency class (IE)

IE2 - High Efficiency



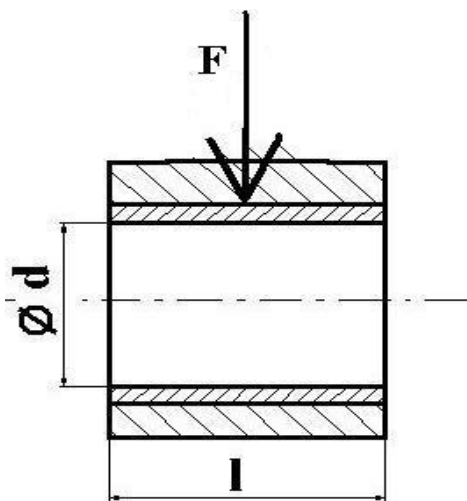
Search results

Designation	Efficiency class	P2 [kW]	n _{o2} [r/min]	M _{o2} [Nm]	i	DB2	nMot [r/min]	Cyclic duration factor
R 470-EP 60M4	IE2	9.2	10	8780	146.31	1.5	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	9.2	9.3	8830	159	1.45	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	4	12	8540	118.35	1.8	1475	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	4	12	8560	118.35	1.8	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	9.2	9	8760	133.3	1.55	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	7.5	9.3	7460	159	1.8	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	7.5	9.2	7510	159	1.8	1455	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	4	10	10500	159.9	1.25	1475	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	4	10	10500	159.9	1.25	1470	51-100%
R 470-EP 60M4	IE2	9.2	9.6	9150	153.07	1.55	1470	51-100%

Příloha 2

Výpočet ložisek

Dovolený tlak pro kluzná ložiska je 250 MPa



1. Ložisko mezi ojnicí a táhlem spouštěcího mechanismu

$$F = F_{ta1} = 1355,3 \text{ N}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{ta1}}{2 * d * l}$$
$$p = \frac{1355,3}{2 * 20 * 20} = 1,69 \text{ MPa}$$

2. Ložisko mezi ojnicí a klikou spouštěcího mechanismu

$$F = F_{ta1} = 1355,3 \text{ N}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{ta1}}{d * l}$$
$$p = \frac{1355,3}{30 * 30} = 1,505 \text{ MPa}$$

Tlak působící na ložiska je mnohonásobně menší než dovolený tlak, ložiska zatížení vydrží.